

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

**PRIORITY
DOCUMENT**

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)



REC'D 10 NOV 2003

WIPO

PCT

30.09.2003

Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 43 622.3

Anmeldetag: 19. September 2002

Anmelder/Inhaber: Continental Teves AG & Co oHG,
Frankfurt am Main/DE

Bezeichnung: Hydraulisch zuspannbare, kombinierte
Kraftfahrzeugbremse

IPC: F 16 D, B 60 T

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 20. Februar 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident

Im Auftrag

Wehmer

G. Halasy-Wimmer

S. J. Schmitt

L. Schiel

P. Schack

S. Drumm

Hydraulisch zuspannbare, kombinierte Kraftfahrzeugbremse

Die Erfindung betrifft eine hydraulisch zuspannbare, kombinierte Kraftfahrzeugbremse, die sowohl für Betriebs- als auch für Feststellbremsungen verwendet werden kann. Derartige Bremsen sind insbesondere Bestandteil einer aktiven Bremsanlage mit einer fremdansteuerbaren Energiequelle.

Aus dem Stand der Technik sind beispielsweise aktive Bremsanlagen bekannt, bei denen jeweils eine vom Fahrzeugbediener unabhängig fremdansteuerbare Energiequelle zum Erzeugen einer Zuspannkraft an den Radbremsen genutzt werden kann. In diesem Zusammenhang sind insbesondere elektrohydraulische Bremsanlagen (EHB) vorgeschlagen worden, die hydraulisch zuspannbare Radbremsen aufweisen. Die Feststellbremsfunktion ist innerhalb solcher Bremsanlagen aufgrund eines separaten Betätigungsweges, z. B. mechanisch oder elektrisch, häufig sehr kompliziert bzw. für die Fertigung aufwändig realisiert. Außerdem weisen derartige Bremssysteme teilweise funktionale Mängel auf.

Die DE 196 20 344 A1 beschreibt ferner eine kombinierte Betriebs- und Feststellbremsanlage für Kraftfahrzeuge mit einer kombinierten, hydraulisch zuspannbaren Radbremse, die während einer Feststellbremsung im zugespannten Zustand mechanisch verriegelt wird. Die hydraulisch aufgebrachte Zuspannkraft ($= \text{Kolbenfläche} \times \text{hydr. Druck} \times \text{Wirkungsgrad}$) soll hierbei durch die in der elastischen Deformation von

Bremszange/Bremsbelag/Bremsscheibe gespeicherte Federkraft
(= Steifigkeit \times Verformung) ersetzt werden.

Schließlich offenbart die DE 197 32 168 C1 eine hydraulische Fahrzeugbremse mit Feststelleinrichtung, wobei die Zuspannkraft der Bremse bei einer Betriebsbremsung durch hydraulische Druckbeaufschlagung erfolgt. Während einer Feststellbremsung wird die Zuspannkraft hingegen von einer elektromotorisch angetriebenen Spindel-Mutter-Anordnung aufgebracht, die auch in der Lage ist die Fahrzeugbremse im elektromotorisch zugespannten Zustand zu verriegeln. Bei einer solchen Ausführungsvariante wird die notwendige Zuspannkraft durch elektrische Energie erzeugt. Deshalb sind Antrieb (und Getriebe) so zu dimensionieren, dass sie der hohen Zuspannkraft standhalten. Derartige Antriebe sind kostenintensiv und verursachen ein hohes Systemgewicht am (ungefederten) Rad.

Prinzipbedingt weisen die genannten Ausführungen von Kraftfahrzeugbremsen eine hohe Steifigkeit auf. Hierbei wird der lange, elastische Seilzug heute üblicher Feststellbremsanordnung durch ein relativ starres Getriebe ersetzt, das zwischen dem Elektromotor und der Spindel-Mutter-Anordnung wirksam ist. Hierdurch ergibt sich bei zuvor heiß gefahrener Bremsanlage, beispielsweise als Folge vermehrter fremdangesteuerter Bremsengriffe oder sonstiger häufiger Bremsbetätigungen etwa bei Gefälleabfahrt, ein sehr starkes Nachlassen der eingestellten Zuspannkraft in der Bremse während der Abkühlung der Bremsanlage. Bei bisherigen Bremssystemen kann das Fahrzeug somit während der Abkühlphase wegrollen. Durch entsprechende Erhöhung der anfänglich eingeleiteten Zuspannkraft kann jedoch die notwendige Restbremswirkung sichergestellt werden(=Vorhaltung). Als Folge daraus erhöht sich al-

lerdings die Belastung der mechanisch zugespannten Teile, d. h. die mechanischen Bremsenbauteile müssen für die gleiche Lebensdauer kräftiger dimensioniert werden.

Die sogenannten Heißbetätigungen am Hang können durch Neigungssensor und durch ein Temperaturmodell in der Software abgefangen werden, so dass die Krafterhöhung nur bei Bedarf praktiziert wird. Die Häufigkeit dieser Betätigungen bleibt aber unkalkulierbar. Ein möglicher Weg aus diesem Dilemma wäre eine Nachspannstrategie der Bremse, die aber mit erhöhten Risiken oder zusätzlichen Sensoren (z. B. Kraftsensor) innerhalb der Bremsanlage verbunden ist.

Die während einer Feststellbremsung nicht direkt betätigten Fahrzuegbremsen, bei denen zunächst die Betriebsbremse hydraulisch zugespant wird (aus Smartbooster, ABS-Pumpe oder Druckspeicher) und in diesem gespannten Zustand zwischen dem Bremskolben und Bremsengehäuse eine noch nicht unter Kraftfluss stehende Arretierung eingelegt wird, haben einen weiteren Verlust an Zuspannkraft. Dieser Verlust setzt sich zusammen aus der Deformation der zuvor nicht belasteten Arretierungsteile (Eigensteifigkeit) und aus dem Summenspiel (= Einlegelose/Spiel + Setzbeträge) der lastaufnehmenden Teile. Während die Steifigkeit eine kalkulierbare und gut beherrschbare Größe ist, kann das Summenspiel über die Fertigungstoleranzen und die Lebensdauer (Verschleiß) erheblich variieren. Dieser Anteil lässt sich schwer erfassen und führt aufgrund von Sicherheitsaspekten zu einer großen Spannkraftvorhaltung und somit zu einer hohen Überlastung der mechanisch zugespanten Teile.

Additiv zu diesen Kräften ist die temperaturbedingte „Vorhaltekraft“ zu sehen, die bei einer Heißabstellung der Feststellbremsanlage abgerufen werden muss (siehe oben).

Die zu der mechanischen Verriegelung verwendeten Konstruktionselemente (z.B. Bewegungsgewinde, Konuskupplung, Klinkenräder,...) sind Spielbehaftet. Demzufolge geht ein Teil der hydraulisch erzeugten Zuspannkraft bei der Überwindung der Spiele verloren (=interner Wegverlust). Ein weiterer Teil der vormals hydraulisch erzeugten Zuspannkraft geht durch die elastische Deformation (Schrumpfen) der lasttragenden Teile verloren.

Weiterhin ist bekannt, daß derart zugespannte und verriegelte Teilbelagscheibenbremsen aufgrund von Kriechvorgängen im Bremsbelag und thermischen Längenänderungen der Bremse, nach einer Heißabstellung einen nicht unerheblichen Teil der ursprünglich erzeugten Zuspannkraft verlieren (Belagschrumpfen bzw. Zangenausdehnung durch Wärme fluß). „Kombisättel“ mit Seilzugbetätigung können diese Effekte aufgrund der in dem elastischen Seil gespeicherten Verformungsarbeit zum Teil kompensieren.

Bei heute üblichen Bremsausrüstungen wird die Hinterradbremse als Feststellbremse verwendet (ungelenkte Achse, keine direkte Rückwirkung der ungleichförmigen Bremsmomente auf das Lenkrad). Die gängige Forderung, Festhalten eines Fahrzeuges auf dem 30%-Hang nur mit der gebremsten Hinterachse erfordert Zuspannkräfte, die die Hinterradbremse als Betriebsbremse nur bei Verzögerungen $a > 1g$ erfährt. Dementsprechend hoch muß der hydraulische Druck bei einer auf die oben beschriebene Art betätigten Bremse vor der Verriegelung gewählt werden.

Weiterhin ist bekannt, daß bei den heute verwendeten Bremsbauarten das Lüftverhalten mit zunehmendem hydraulischen Druck verloren geht.

Ausgehend davon ist es die Aufgabe der Erfindung, eine fremdansteuerbare, hydraulisch zuspannbare Kraftfahrzeugbremse anzugeben, bei der die Feststellbremsfunktion auf einfachem Wege umgesetzt ist. Ein weiteres Ziel der Erfindung besteht darin, für gattungsgemäße Kraftfahrzeugbremsen die Verluste an Zuspannkraft mit einfachen Mitteln zu minimieren und somit eine Überlastung der mechanisch zugespannten Teile zu verringern.

Eine Lösung dieser Aufgabe ergibt sich durch eine erfindungsgemäße kombinierte Kraftfahrzeugbremse wie sie auch in zwei Ausführungsbeispielen in den Figuren 1-2 gezeigt ist. Erfindungsgemäß umfasst die hydraulisch zuspannbare, kombinierte Kraftfahrzeugbremse, insbesondere Scheibenbremse, eine Feststellbremsvorrichtung an einem Bremssattel, die die Feststellbremsfunktion durch mechanische oder elektromechanische Verriegelung der hydraulisch zugespannten kombinierten Kraftfahrzeugbremse darstellt und mindestens einen ladbaren Federspeicher aufweist, der abhängig vom Betriebszustand auf den Bremskolben wirkt.

Gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung nach Figur 1 umfasst die als Scheibenbremse ausgebildete kombinierte Kraftfahrzeugbremse im wesentlichen:

- ein Bremsgehäuse 1,
- einen Bremskolben 2,
- eine Stellmutter 3,
- einen Sprengring 4,
- eine drehbar zur Nachstellmutter 3 angeordnete Spindel 5,

- ein Axiallager 6,
- einen Speicherkolben 7,
- Dichtring 8,
- eine Feder bzw. ein Federpaket 9,
- eine Federscheibe 10,
- eine Sicherungsscheibe 11,
- Rotor 12 mit Torx-Profil 13,
- einen Motor 14 (inkl. Kommutierung) und
- ein Motorgehäuse 15.

Dabei ist der Bremskolben 2 verdrehgesichert an einen zugehörigen Bremsbelag gekoppelt. Die Stellmutter 3 ist im Bremskolben 2 axial begrenzt verschiebbar aber verdrehgesichert gelagert. Der Sprengring 4 erlaubt die Aufhebung der axialen Wegbegrenzung der Stellmutter 3 im Bremskolben 2 (Failsafe). Grundsätzlich gestattet der Sprengring 4 das kontrollierte zurückziehen des Bremskolbens 2 mittels der Stellmutter 3 zum Lösen der Scheibenbremse. Die Spindel 5 ist drehbar und druckdicht in dem Speicherkolben 7 gelagert, wobei das Spindelende ein Kugeltorxprofil trägt, das formschlüssig in das Torx-Profil 13 des Rotors 12 eingreift. Das Axiallager 6 zur drehbaren Spindelanordnung im Bremsgehäuse 1 ist durch die Federscheibe 10 und Sicherungsscheibe 11 leicht axial vorgespannt. Der Speicherkolben 7 hat eine auf den Bremskolben 2 und das Federpaket 9 abgestimmte Wirkfläche, die je nach Anwendungsfall in Verbindung mit der Axialkraft des Federpakets gezielt auszulegen ist. Im einzelnen ist der Speicherkolben 7 im Bremsgehäuse 1 axial begrenzt verschiebbar und druckdicht gelagert.

Das Federpaket 9 ist axial vorgespannt auf ein definiertes Kraftniveau, das ein sicheres Halten des Kraftfahrzeugs am Hang gemäß der Bremskraftanforderung ermöglicht. Dabei ist

der axiale Federweg begrenzt. Grundsätzlich kann die Feder bzw. das Federpaket 9 auch durch jeden analog wirkenden Federspeicher ersetzt werden.

Der Rotor 12 besitzt ein spielarmes Torxprofil 13, das formschlüssig zum zugehörigen Profil des Spindelendes passt. Die Spindel 5 kann damit unter Last in diesem Torxprofil 13 gleiten. Selbstverständlich sind alternativ auch andere formschlüssige Kopplungsprofile denkbar.

Zur komfortablen Bremsensteuerung ist der Motor 14 grundsätzlich in beiden Drehrichtungen ansteuerbar, so dass die Stellmutter 3 entsprechend sowohl in Zuspann- als auch in Löserichtung der Scheibenbremse axial verschoben werden kann.

Im folgenden wird die Funktionsweise einer erfindungsgemäßen Kraftfahrzeugbremse nach Figur 1 näher erläutert. Grundsätzlich ist für die kombinierte Kraftfahrzeugbremse die Betriebsbremsfunktion bis zu einem durch die Auslegung definierten hydraulischen Druckniveau unabhängig von der Feststellbremsfunktion. Der Bremskolben 2 verschiebt sich bei hydraulischer Druckerhöhung axial in Richtung Brems Scheibe, der Speicherkolben 7 bleibt zunächst axial stehen, da dieser durch die Vorspannung der Feder bzw. des Federpakets 9 gestützt wird.

Die Vorspannkraft des Federpakets 9 und die Wirkflächen von Brems- 2 und Speicherkolben 7 können so aufeinander abgestimmt werden, dass unter normalen Betriebsbedingungen (d. h. beispielsweise einem hydraulischen Druck entsprechend 1,3-1,5g Fahrzeugverzögerung) noch keine axiale Verschiebung des Speicherkolbens 7 erfolgt und somit keine zusätzliche

Volumenaufnahme innerhalb des Bremsgehäuses 1 bei Druckbeaufschlagung entsteht.

Erst wenn eine erhöhte Haltekraft für das Kraftfahrzeug bei einer Feststellbremsung angefordert wird (beispielsweise durch Fahrerwunsch oder automatisch Neigungssensor und Temperaturmodell) wird in den entsprechenden Kraftfahrzeugbremsen, insbesondere an der Hinterachse, über das Erhöhen des Druckniveaus das Federpaket 9 aktiviert. Hierbei verschiebt sich der Speicherkolben 7 von der Bremsscheibe weg und nimmt die Stellmutter 3 mit. Dadurch entsteht innerhalb der Kraftfahrzeugbremse eine zusätzliche Volumenaufnahme, die durch entsprechende Auslegung des hydraulischen Bremssystems abgedeckt werden kann. Vorzugsweise koppelt man die Vorderradbremsen von diesem Druckerhöhungsvorgang ab.

Wird nun durch Ansteuerung des Motors 14 die Spindel 5 in Drehung versetzt, so wird die Stellmutter 3 an den Bremskolben 2 herangefahren. Nachfolgend werden alle im mechanischen Verriegelungsmechanismus (d. h. Spiele zwischen Motor 14, Rotor 12, Spindel 5, Stellmutter 3, Bremskolben 2, Bremsbelag) vorhandenen Spiele aktiv geschlossen. Bei abschließendem Druckabbau im Bremsgehäuse 1 wird der Bremskolben 2 durch die Spindel 5 (Selbsthemmung), das Axiallager 6, den Speicherkolben 7 und das vorgespannte Federpaket 9 am Bremsgehäuse 1 abgestützt. Das thermisch bedingte Schrumpfen der Bremsscheibe und der Bremsbeläge, sowie das Aufgehen des Bremsgehäuses 1 in der Nachheizphase können aus der axialen Wegreserve des Federpakets ausgeglichen werden. Damit bleibt die mechanisch verriegelte Zuspannkraft der Bremse während einer Feststellbremsung nahezu konstant. Aus dem Stand der Technik bekannt Zuspannverluste bei bestimmten Rahmenbedingung können somit verhindert werden.

Das Lösen der Kraftfahrzeugbremse nach einer Feststellbremsung erfolgt über eine erneute Druckbeaufschlagung. Wird nun durch entsprechende Ansteuerung des Motors 14 die Spindel 5 in umgekehrter Richtung gedreht, so kann die Stellmutter 3 von dem Bremskolben 2 axial weggefahren werden. Beim Zurückdrehen der Spindel 5 wird zunächst der Vorspannweg beseitigt, dann soviel Weg freigegeben, dass der Dichtring 16 das Betriebslüftspiel zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe einstellen kann. Hierbei findet in einer rein hydraulischen Anlage zwischen Bremskolben 2 und Dichtring 16 keine Relativbewegung statt.

Erfahrungsgemäß bewirken hohe hydraulische Betriebsdrücke innerhalb des Bremsgehäuses 1 einen Verlust an Lüftspiel, was die Entstehung von Restmomenten in der Bremse nach sich zieht. Die Folgen daraus reichen vom unnötigen Kraftstoffmehrverbrauch bis hin zur Bremsscheibenschädigungen (Bremsscheibenauswaschungen) mit den entsprechenden negativen Konsequenzen für den Bremsenkomfort.

Für eine einwandfreie hydraulische Betriebsbremsfunktion der Bremsanlage kann also eine Lüftspielerhöhung nach dem Feststellbremsvorgang notwendig werden. Dies ist mit dem Elektromotor 14 möglich, wenn der Bremskolben 2 und der zugehörige axial innere Bremsbelag derart miteinander verbunden sind, dass auf den inneren Bremsbelag sowohl Zuspänn- als auch Lösekräfte ausgeübt werden können. Durch eine weitere Drehung der Spindel 5 in Löserichtung kann der Bremskolben 2 mit dem Bremsbelag aktiv von der Bremsscheibe entfernt werden. Die Spindelkraft wird von der Stellmutter 3 durch einen kraftgesteuert wirkenden, mechanischen Anschlag im Kolbeninneren (z.B. durch den Sprengring 4) auf den Kolben übertragen. Neben einem Sprengring 4 sind auch andere Ausführungs-

varianten denkbar. Zwischen dem Bremskolben 2 und dem Dichttring 16 findet hierbei eine durch eine Steuereinheit der Bremsanlage druckabhängig steuerbare Relativbewegung statt. Anschließend muss die Stellmutter 3 innerhalb des Bremskolbens 2 wieder in eine neutrale mittlere Lage gefahren werden.

Der aktive, elektromechanische Antrieb der Spindel 5 erlaubt darüber hinaus die Realisierung weitere Komfortfunktionen innerhalb der Bremsanlage. Beispielsweise kann durch entsprechende Spindelansteuerung und daraus resultierendes Anlegen der Bremsbeläge an die Bremsscheibe ein gezieltes Abstreifen von Schmutz und Feuchtigkeit von der Bremsscheibe veranlasst werden. Ferner kann ein definiertes thermisches Lüften oder auch aktives Lüften der Bremsbeläge realisiert werden; unter anderem auch auf der Faustseite des Bremsgehäuses. Dazu muss lediglich der axial äußere Bremsbelag mit dem Bremsgehäuse 1 faustseitig derart verbunden werden, dass axial sowohl Zug- als auch Druckkräfte auf den Bremsbelag übertragen werden können. Diese Komfortfunktionen sind mit einer rein hydraulischen Bremse nicht oder nur umständlich realisierbar.

Eine Notlösevorrichtung der Kraftfahrzeugbremse während einer Feststellbremsung ist durch einen mechanischen Zugriff über das Motorgehäuse 15 zum Motor 14 oder zum Torxprofil 13 des Rotors 12 darstellbar. Im Notfall kann dann mechanisch eine gewünschte Spindeldrehung bewirkt werden.

Figur 2 ist ein zweites Ausführungsbeispiel einer kombinierten, hydraulisch zuspannbaren Kraftfahrzeugbremse zu entnehmen. Dabei ist die Kraftfahrzeugbremse vorzugsweise als Scheibenbremse ausgebildet. Im Unterschied zur bisher erläut-

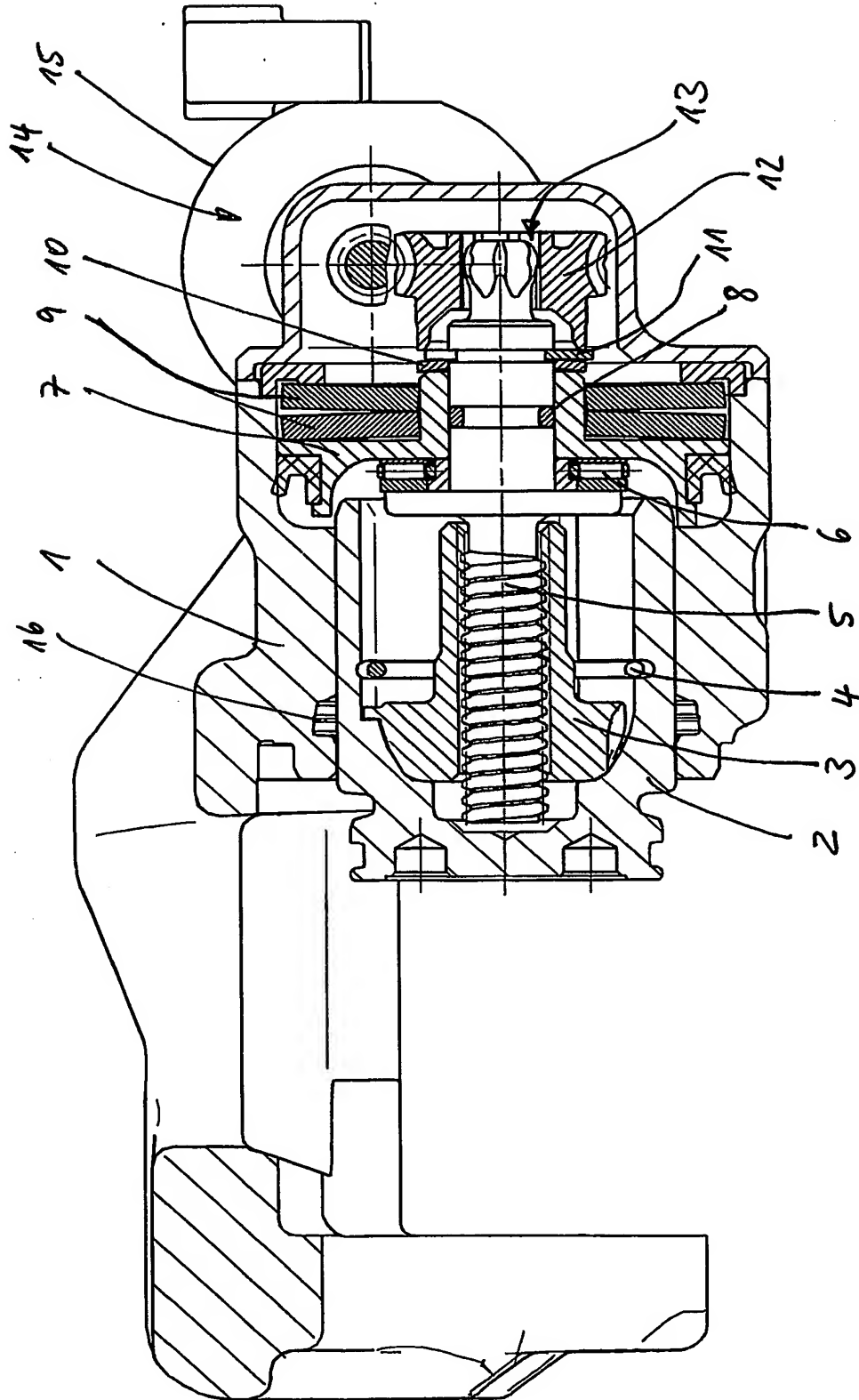
terten Variante ist die Spindel 20 verdrehfest mit dem Bremskolben 21 verbunden. Die drehbar zur Spindel 20 angeordnete Stellmutter 22 kann über einen Elektromagneten 23 mittels eines Reibkonus 24 drehfest an den Speicherkolben 25 gekoppelt werden. Hierzu ist der Elektromagnet 23 mit einem elektrischen Anschluss 27 verbunden. Der Speicherkolben 25 ist analog über eine Feder bzw. ein Federpaket 26 gegenüber dem Bremsgehäuse 28 abgestützt. Dabei ist der Zusammenhang der Wirkflächen des Bremskolbens 21 und der 29 des Speicherkolbens 25 in Verbindung mit der Dimensionierung des Federpakets 26 je nach Anwendungsfall gezielt auszulegen. Insbesondere ergibt sich durch die größere Wirkfläche 29 des Speicherkolben 25 eine Erhöhung der Zuspannkraft am Bremskolben 21. Grundsätzlich wird auch für die Scheibenbremse nach Figur 2 während einer Feststellbremsung die Zuspannkraft über den Hydraulikanschluss 30 mittels Druckbeaufschlagung aufgebracht. Diese Zuspannkraft wird durch Bestromen des Elektromagneten 23 und ein daraus resultierendes Schließen des Reibkonus 24 eingefroren. Dabei stützt sich der Bremskolben 21 über die Spindel 20, die Stellmutter 22, den Speicherkolben 25 und schließlich das Federpaket 26 axial gegenüber dem Bremsgehäuse 28 ab.

Grundsätzlich zeichnet sich eine erfindungsgemäß gestaltete Kraftfahrzeugbremse, so auch die in den Figuren dargestellten Ausführungsbeispiele, durch die folgenden wesentlichen Merkmale aus:

1. Innerhalb der Kraftfahrzeugbremse zwischen den mechanischen Einzelbauteilen vorhandenen Spiele können durch den Verriegelungsmechanismus für die Feststellbremsfunktion aktiv geschlossen werden.

2. Die oben beschriebenen Wegverluste bzw. Zuspannkraftverluste (z. B. infolge elastischer Deformation, Belagkriechen, thermischer Längenänderungen) während einer Feststellbremsung, d. h. bei einem Halten der hydraulisch aufgebrauchten Zuspannkraft durch mechanische Verriegelung, werden durch ein/e innerhalb des Verriegelungsmechanismus in Reihe geschaltete/s Feder bzw. Federpaket kompensiert.
3. Durch entsprechende Auslegung der Feder bzw. des Federpakets und der Kolbendurchmesser (Dimensionierung der Federvorspannung sowie der Durchmesser des Brems- und des Steuerkolbens) wird eine Interaktion der Wirkung der/s Feder/Federpakets mit der hydraulischen angesteuerten Betriebsbremsfunktion vermieden.
4. Das Lüftspiel zwischen Reibbelägen und dem zugehörigen Reibkörper (z. B. Bremsscheibe oder Bremstrommel) kann aktiv eingestellt werden. Dies kann vorzugsweise mit dem gleichen Aktuator erfolgen, wie das aktive Schließen der Verriegelungsspiele gemäß 1. (sehr hohe Bedeutung bei der Ökobilanz-Betrachtung).
5. Durch aktives Schließen des Betriebslüftspieles noch vor der hydraulischen Druckbeaufschlagung der Kraftfahrzeugbremsen (Fahrerassistenz) kann optional eine Steigerung der Ansprechgeschwindigkeit der Bremsanlage erreicht werden. Dies wird vorzugsweise mit dem gleichen Aktuator wie unter 1. und 4. realisiert.

Fig. 1



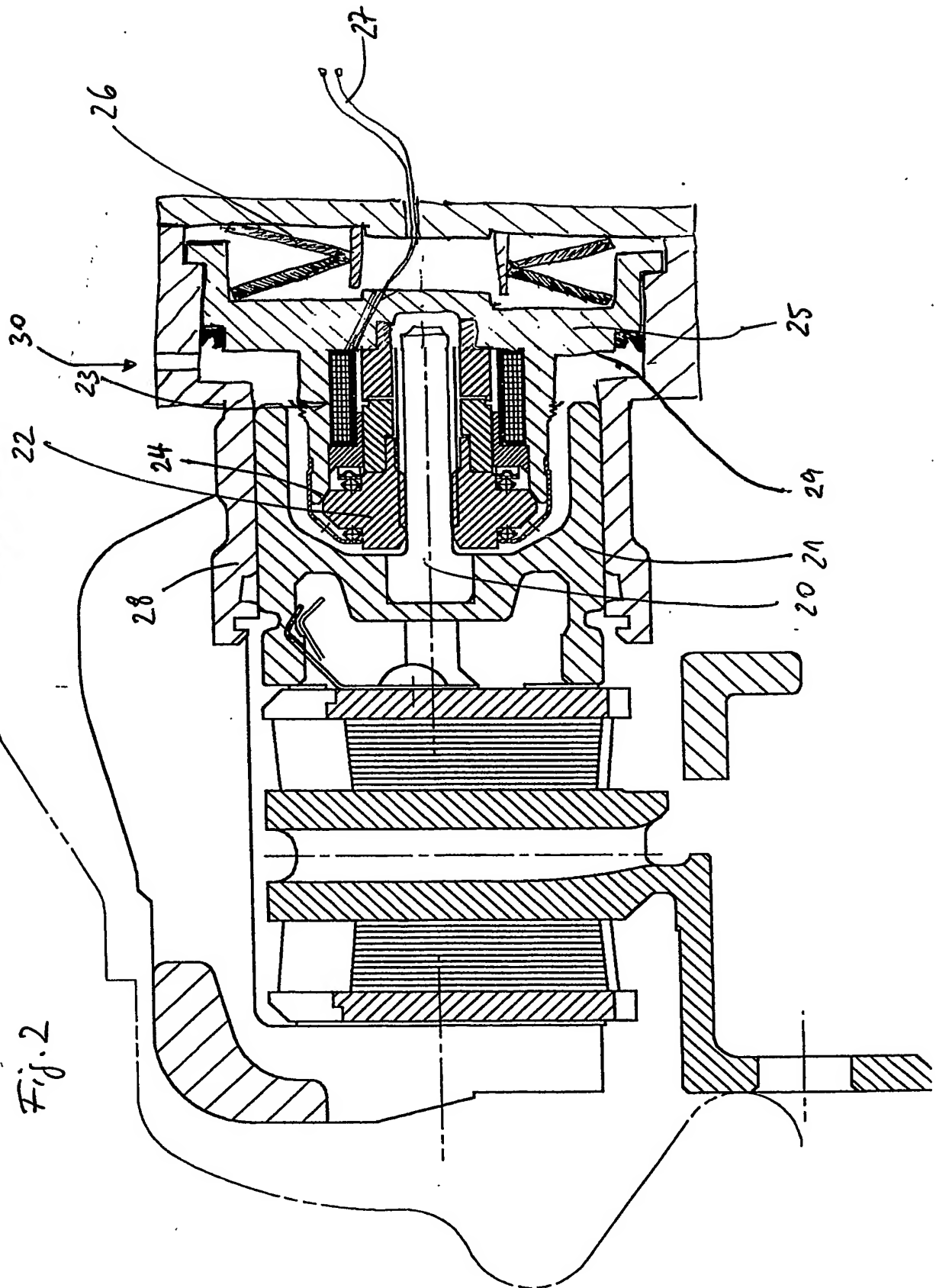


Fig. 2